

## 해양온도차발전용 반경류 터빈의 설계 및 해석

Nguyen Van Hap\* · 이 근 식\*†

\* 울산대학교 기계공학부

### Design and Analysis of a Radial Turbine for Ocean Thermal Energy Conversion

Nguyen Van Hap\* and Geun Sik Lee\*†

\* School of Mechanical Engineering, Univ. of Ulsan

(Received May 22, 2014 ; Revised December 20, 2014 ; Accepted January 3, 2015)

**Key Words :** Radial-Inflow Turbine(반경류 터빈), OTEC(해양온도차발전), CFD(전산유체역학), Number of Nozzle Guide Vane(노즐 안내깃 수), Turbine Efficiency(터빈효율), Mean Flow Analysis(평균유동해석)

**초록:** 해양온도차발전용 터빈의 효율과 크기를 파악하기 위해 R134a 를 작동유체로 하고 출력 5 kW 인 반경류형 터빈의 설계가 수행되었다. 터빈입구온도 25°C, 출구 정압 4.9 bar, 질량유량 1.16 kg/s 로 설정하고 평균유동해석을 수행하여 터빈의 회전수와 주요 치수를 결정하였다. 이들을 바탕으로, 3 차원 터빈 모델을 구축하였으며, 도출된 터빈회전수 12,820 rpm 에 대하여 전산유체역학(CFD) 소프트웨어 ANSYS CFX 를 이용하여 볼류트와 노즐을 포함하는 터빈 내부 유동장 특성과 효율이 조사되었다. 80%이상의 터빈 효율이 적정 범위 내의 노즐 안내깃 수(10-15 개)에서 제시되었으며, 가장 높은 터빈 효율은 15 개의 안내 깃에서 나타났다.

**Abstract:** The preliminary design of a radial inflow turbine using R134a as the working fluid at 5 kW of power for application to ocean thermal energy conversion (OTEC) is performed to obtain the trends for the efficiency and geometrical dimensions of the turbine. Using input conditions that included a turbine inlet temperature of 25°C, an outlet static pressure of 4.9 bar, and a mass flow rate of 1.16 kg/s, the results of a mean flow analysis show the major dimensions of the turbine, along with an angular velocity of 12,820 rpm. Based on these results, a three-dimensional turbine model is constructed for a computational fluid dynamics (CFD) analysis. The flow characteristics inside the turbine, including the volute and nozzle, are investigated using the CFD software ANSYS CFX. For a pertinent number of nozzle guide vanes, ranging from 10 to 15, the turbine efficiency was higher than 80%, with the highest efficiency shown by a nozzle with 15 guide vanes.

- 기호설명 -

B.C : 경계조건  
CFD : 전산유체역학  
ORC : 유기냉매 Rankine 사이클  
OTEC : 해양온도차발전  
RMS : 제곱평균제곱근  
b : 동익 입구 높이  
c : 절대속도  
c<sub>p</sub> : 정압비열

D : 지름  
N : 회전수  
m : 질량유량  
P : 압력  
r : 반경  
T : 온도  
u : 원주속도  
W : 출력  
Z : 동익 깃 수

† Corresponding Author, [gslee@mail.ulsan.ac.kr](mailto:gslee@mail.ulsan.ac.kr)  
© 2015 The Korean Society of Mechanical Engineers

그리스문자  
α : 절대 유동각

- $\beta$  : 상대 유동각
- $\gamma$  : 비열 비
- $\eta$  : 효율
- $\rho$  : 밀도
  
- 하첨자
- 0 : 정체 조건
- 1 : 노즐 입구
- 2 : 동익 입구
- 3 : 동익 출구
- m : 자오면
- h : 허브
- s : 슈라우드

### 1. 서 론

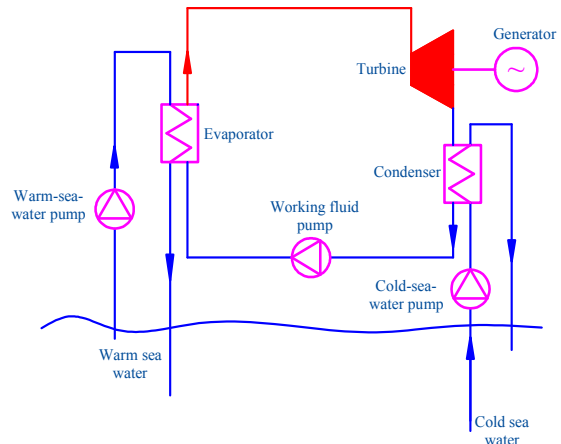
해양온도차발전(OTEC)은 청정 동력생산을 위한 재생에너지를 이용하는 유망한 에너지기술 중의 하나이며 온실가스 및 이산화탄소 배출을 저감하는 목표를 설정하고 있다. OTEC은 표면 온해수와 심해 냉해수의 자연적인 온도차를 구동력으로 하여 열에너지를 기계적인 일로 변환하는 장치이며, 터빈이 주요 장치 중의 하나이다. 다른 폐열회수용 유기냉매사이클(ORC)과 비교하면, OTEC의 사이클 효율은 고열원 및 저열원사이의 온도차가 작기 때문에 매우 낮다. 따라서 OTEC 사이클의 효율을 개선하기 위해서는 터빈의 성능을 높이는 것이 필요하다

ORC 사이클은, 전통적인 증기사이클<sup>(1)</sup>과 비교해 볼 때, 저온용 중간 정도의 동력생산에 적합하며 신뢰성과 적용성이 높고 이 장치 제작에 참여하는 제작자들<sup>(2)</sup>에게도 선호도가 증가하고 있다. 최근에는 저급 열원을 이용하는 ORC 터빈의 성능을 증진하는데 관심이 증가하고 있다.

Kang<sup>(3)</sup>은 R245fa를 작동유체로 하는 ORC 터빈 및 ORC를 개발하고 실험을 수행하였다. 여기서 고온열원은 보일러로부터 공급되었다. 출력은 32.7 kW이며 사이클의 최대효율 및 터빈효율은 5.22%와 78.7%이었다. Sauret와 Rowlands,<sup>(4)</sup> Fiaschi 등,<sup>(2)</sup> Ventura 등,<sup>(5)</sup> Pini 등<sup>(6)</sup> 같은 연구자들은 여러 작동유체와 터빈효율을 고려하여 반경류 터빈의 예비설계를 수행하였다. Fiaschi 등<sup>(2)</sup>은 R134a, CycloHexane, N-Pentane, R245fa, R1234yf, R236fa와 같은 6개를 작동유체로 하는 50 kW급 ORC 터빈을 예비설계하였다. 여기서 고온열원은 150°C보다 낮은 온도가 사용되었다. 동익 지름은 50-80 mm 범위이고 회전수는 32,000-55,000 rpm 범위가

**Table 1** The input variables and calculated geometry parameters of radial turbine

Input variables /calculated parameters	Values
<b>Input variables:</b>	
Turbine output (kW)	5
Turbine inlet temperature (°C)	25
Turbine outlet temperature (°C)	15.1
Outlet absolute pressure (bar)	4.9
Mass flow rate (kg/s)	1.16
Inlet density(kg/m <sup>3</sup> )	31.2
Outlet density(kg/m <sup>3</sup> )	23.8
<b>Calculated geometry parameters:</b>	
Number of blades	12
Rotor tip radius(mm)	48
Rotor inlet blade width (mm)	7
Rotor exit radius at tip(mm)	24
Rotor exit radius at hub(mm)	7.5
Number of guide vanes	15
Nozzle inlet radius(mm)	128
Angular velocity (rpm)	12,820



**Fig. 1** The layout of OTEC cycle

며, 예외적으로 CycloHexane의 동익 지름은 138 mm 이고 회전수는 이보다 낮았다. R134a를 사용한 최대 총효율(total-to-total efficiency)은 0.85 이었으며, 반면에 CycloHexane은 동익 출구에서 2.034의 높은 마하 수를 나타내었다. Ventura 등<sup>(5)</sup>은 Python이라는 프로그램 언어를 사용하여 반경류 터빈의 예비설계와 성능평가에 대한 유용한 도구를 개발하였다. 한편 정익에 대한 많은 연구도 있다. Simpson 등,<sup>(7)</sup> Hideaki 등,<sup>(8)</sup> Putra 등<sup>(9)</sup>은 정익이 반경류 터빈에 미치는 영향을 분석하였다. Putra 등<sup>(9)</sup>은 CFD 모델과 실험을 통하여 반경류 터빈의 노즐에서 이차유동 현상을 조사하였다. 축류터빈 노즐에서 알려진 바와 같이 반경류 노즐은 고정된

노즐과 회전하는 동익 사이의 상호작용 때문에 작은 출구 영역 근처에 이차유동을 생성하는 것으로 나타났다. 이들은 깃 뒷면 이차유동에 의해 손실을 일으키는 유입유동 볼텍스(inflow vortex)라 부르는 하나의 추가적인 볼텍스를 발견하였다. Hideaki 등<sup>(8)</sup>은 반경류 터빈에 대하여 가변면적 노즐의 하류 유동장을 측정하였다. 이들은, 누설유동이 동익의 유입유동에 미치는 영향은, 큰 개도의 노즐에서는 작으며, 작은 개도의 노즐에서는 큼을 발견하였다.

상기의 대부분의 연구는 산업용 저온폐열회수를 위한 ORC 사이클의 터빈성능개선에 초점을 맞추었다. 이들 연구에서 작동온도범위는 OTEC의 경우보다 높다.

반면에 OTEC 터빈에 관한 문헌과 연구는 거의 알려져 있지 않다. 저자들은 OTEC 사이클 설계, 특히 열적 설계와 해석을 연구해 오고 있으며, OTEC의 구성요소 중 터빈의 효율을 80%라고 가정하였는데 열유동설계 관점에서 이의 달성 가능성 여부를 확인하고, 가정하였던 1 kW의 출력을 확장한 본 연구의 출력 5 kW 터빈에 대한 크기와

형상을 파악할 필요가 있었다. 또한 OTEC 발전은 ORC 발전에 비하여 장치의 크기가 커지고 응용 분야가 제한되지만, 재생 가능한 무한한 해양에너지를 이용할 수 있는 장점이 있으므로 화석에너지의 가격이 높아지거나 정부지원 및 기술력의 향상으로 OTEC 발전의 단가가 화력발전이나 ORC 발전과 동등한 수준으로 된다면 매우 매력적인 발전 시스템으로 등장할 수 있다. 산업부의 국가기술로드맵에 의하면 우리나라도 2014년부터 이를 시도하는 것으로 되어 있다. 이에 호응하여 본 연구는 하나의 기초적인 설계기술 축적으로 사용될 것으로 기대되어 본 연구를 시작하는 또 하나의 큰 동기가 되었다.

앞서 살펴본 바와 같이 폐열회수용으로 사용되었던 ORC 터빈은 보다 고온에서 큰 온도차로 작동하는데 반하여, OTEC 터빈은 보다 저온에서 작은 온도차로 작동하는 것이 다르다. 즉, 단위 질량당 출력은 폐열회수용 ORC 터빈보다 OTEC 터빈이 작다. 따라서 동일한 출력이라면 폐열회수용 ORC 터빈보다 OTEC 터빈의 질량유량이 훨씬 커야 한다. 이는 ORC 터빈보다 큰 크기의 OTEC 터빈에 따른 큰 초기설비투자를 상쇄하기 위한 고효율 터빈의 설계가 필요함을 의미한다.

성능향상을 위해 저자들은 이전 연구자들의 연구내용을 참조하여 다음과 같은 시도를 하였다. 터빈 깃의 배면상의 손실 및 이차유동은 동익뿐만 아니라 정익에도 관련되므로, 정익에 관한 설계를 개선하면 터빈효율을 향상할 수 있음에 착안하였다. 정익 깃수를 너무 많게 하면 마찰손실이 증가하며, 너무 적으면 유동안내를 적절히 할 수 없어서 깃 주위의 이차유동 손실이 증가하게 된다. 따라서 터빈의 효율을 최대화 하는 적정 수의 정익 깃수가 존재하게 된다.

본 연구에서는 OTEC 터빈의 크기와 형상을 얻기 위해, 먼저 90° 반경류 터빈을 예비설계하였다. 이후 얻어진 터빈형상을 기초로 3차원 모델을 생성하고 CFD 해석을 수행하였다. 다음에, 정익의 개수를 변화시키면서 내부 유동장을 조사하여 출력 5kW를 만족하면서 효율이 좋은 정익의 개수를 선정하였다. 반경류 유입 터빈을 채택한 또 다른 이유는 외팔보 터빈<sup>(10)</sup> 보다는 반경류터빈이 구조적으로 튼튼하고, 반경류터빈이 깃들이 허브에 부착되어 있기 때문에 축류터빈보다는 제작하기 쉽기 때문이다.<sup>(4)</sup> 작동유체는 R134a이며, 터빈 내부 유동장을 조사하기 위해 ANSYS CFX ver.14.5<sup>(11)</sup>을 사용한 3차원 정상상태 점성 전산유

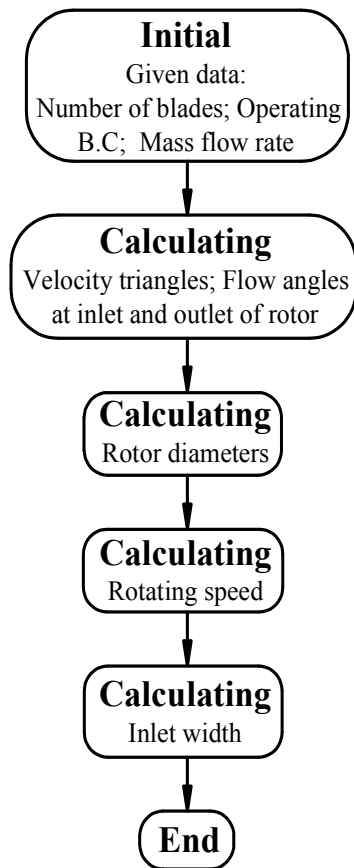
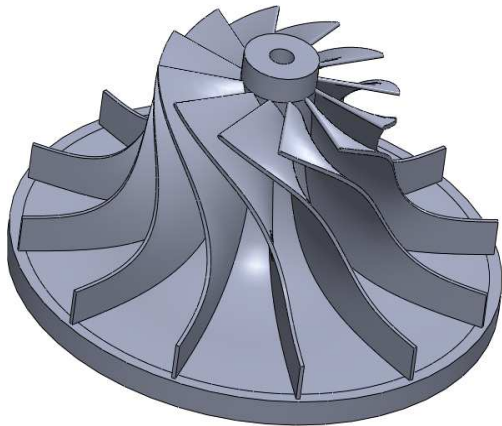
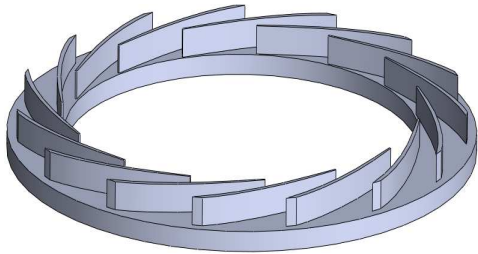


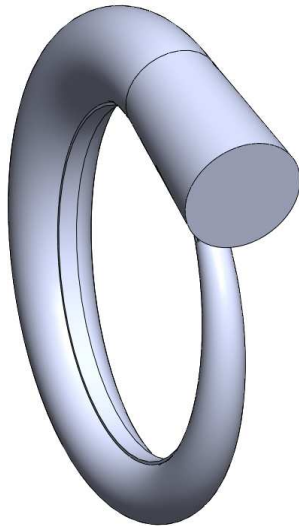
Fig. 2 Flow chart of radial-flow turbine calculation



(a)



(b)



(c)

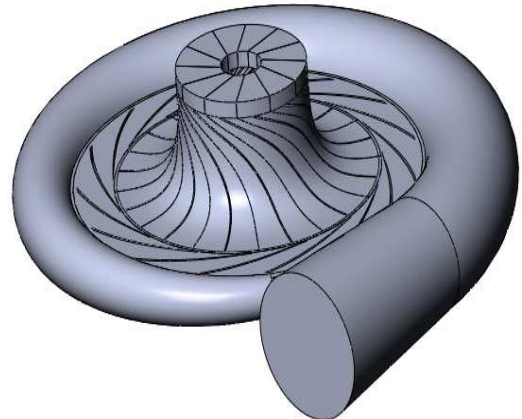
**Fig. 3** The components of radial-inflow turbine (a) Rotor; (b) Nozzle; (c) Volute

체역학이 도입되었다.

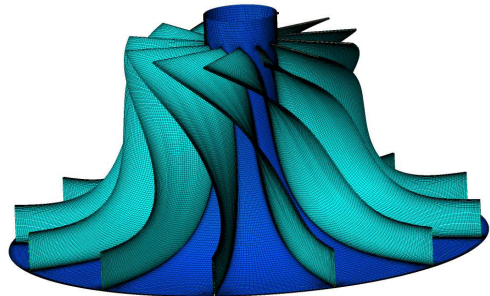
## 2. 모델링 및 해석

### 2.1 예비설계 및 기하학적 모델

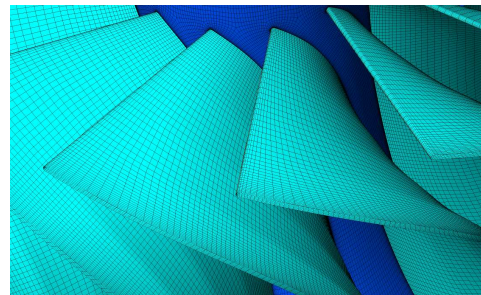
OTEC의 개략도는 Fig. 1에 제시되어 있다. 본 시스템의 주요 구성요소는 터빈, 증발기, 응축기,



**Fig. 4** Complete assembled geometry of radial-inflow turbine



(a) Overall mesh



(b) Detailed mesh at the outlet

**Fig. 5** The rotor mesh

펌프이다. OTEC 은 증발기의 열교환을 통하여 표면 온해수(고온열원)로부터 열을 받아서 응축기의 열교환을 통하여 심해냉해수(저온열원)로 열을 방출하는 열기관이다.

본 5 kW용 반경류 터빈의 예비설계는 Dixon 등<sup>(10)</sup>과 Whitfield<sup>(12,13)</sup>의 연구와 Shin & Lee<sup>(14)</sup>의 증기터빈 설계를 참조하여 1차원 평균유동으로 행하여졌다. 본 연구에서 설계입력조건들은 다음과 같다. 터빈입구온도: 25°C, 출구절대압력: 4.9 bar, 질량유량 1.16 kg/s

반경류 터빈의 선정에 대한 유체역학적 타당성은 수력터빈에서 사용하는 비교회전도를 수정한 등가 비교회전도(equivalent specific speed)를 계산하여 살펴볼

수 있다. 수력터빈에 대한 비교회전도  $N_s$ 는

$$N_s = \frac{N \times \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

로 정의되며, 여기서 회전수  $N$ (rpm), 체적유량  $Q$ (m<sup>3</sup>/min), 유효낙차  $H$ (m)이다. 그러나, 증기터빈이나 본 OTEC 터빈의 경우에는 수력터빈이나 펌프에서 사용되는 유효낙차나 유효양정보다는 터빈 입구와 출구 사이의 엔탈피 차가 사용되므로 이들 사이의 등가(equivalent) 관계식을 추정하면(엔탈피 차)=(유효 위치에너지 차)이므로 다음으로 된다.

$$\Delta h \sim pv = \rho g H v = g H$$

여기서  $h$ 는 엔탈피이며  $p$ 는 압력,  $v$ 는 비체적,  $g$ 는 중력가속도이다. 위의 관계식으로부터, 등가유효낙차(equivalent head)는

$$H_e = \frac{\Delta h}{g}$$

이며, 본 OTEC 터빈의 경우에 등가 비교회전도는

$$N_{se} = \frac{N \times \sqrt{Q}}{H_e^{3/4}} = \frac{12820 \times \sqrt{1.16 \times 60 / 27}}{(5700 / 9.8)^{3/4}} = 174$$

이 되어, 등가 비교회전도는 반경류 터빈의 영역에 있음을 참고문헌<sup>(15)</sup>으로부터 확인할 수 있다.

90도 반경류 터빈의 예비설계에 대한 수학적 모델은 다음의 과정들로 계산되었다.

단위유량당 출력  $w$  는 다음으로 주어진다.

$$w = \frac{W}{m} \tag{1}$$

등엔트로피 정효율 (total-to-static efficiency)은

$$\eta_{ts} = \frac{w}{c_p T_{01} \left( 1 - \left( \frac{P_3}{P_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \tag{2}$$

로 주어지며, Glassman<sup>(16)</sup>에 의한 회전깃 수는

$$Z = \frac{\pi}{30} (110 - \alpha_2) \tan(\alpha_2) \tag{3}$$

로 주어지며, 출구 속도삼각형으로부터

$$\frac{c_{m3}}{u_2} = \cot(\beta_3) \frac{r_3}{r_2}, \quad (u_3 = r_3 \omega, u_2 = r_2 \omega) \tag{4}$$

로 되며, 질량유량은 밀도 및 속도와 면적의 곱으

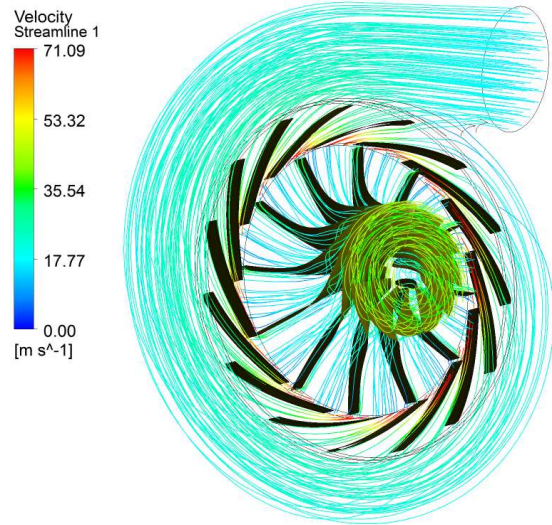


Fig. 6 The velocity streamline passing through whole turbine domain (absolute velocity)

로 정의되므로, 동익 입구반경은 이를 변형하여 다음으로 계산된다.

$$r_2 = \left( m \left( \pi c_{m3} \left( \frac{P_3}{RT_3} \right) \left( \frac{r_{3s}}{r_2} \right)^2 \left( 1 - \left( \frac{r_{3h}}{r_{3s}} \right) \right) \right) \right)^{-1} \tag{5}$$

유사하게 동익 입구폭은 다음으로 주어진다.

$$b_2 = \frac{D_2}{4\pi\rho_2} \left( \frac{m}{c_{m2}r_2^2} \right) \tag{6}$$

회전수는 다음의 동익의 입구 원주속도와 입구반경으로부터 계산된다.

$$N = \frac{u_2}{r_2} \frac{60}{2\pi} \tag{7}$$

반경류유입터빈의 치수를 결정하기 위한 순서도는 Fig. 2 와 같으며, 이의 계산결과는 Table 1 에 제시되어 있다. 이로부터 도출된 3 차원 터빈 모델은 동익, 노즐, 볼류트를 포함하여 Fig. 3 에 제시되어 있다.

동익은 ANSYS BladeGen 에서 12 개의 블레이드로 설계되었으며, 반시계방향으로 회전한다. 노즐(15 개 안내깃)과 볼류트는 SolidWorks(2011 판)에서 생성되었다. 결합된 형태는 Fig. 4 에 제시되어 있다.

### 2.2 3차원 수치해석 및 계산 모델

본 반경류터빈에 대하여 3차원 수치해석이 ANSYS CFX 를 사용하여 수행되었다. 노즐과 볼

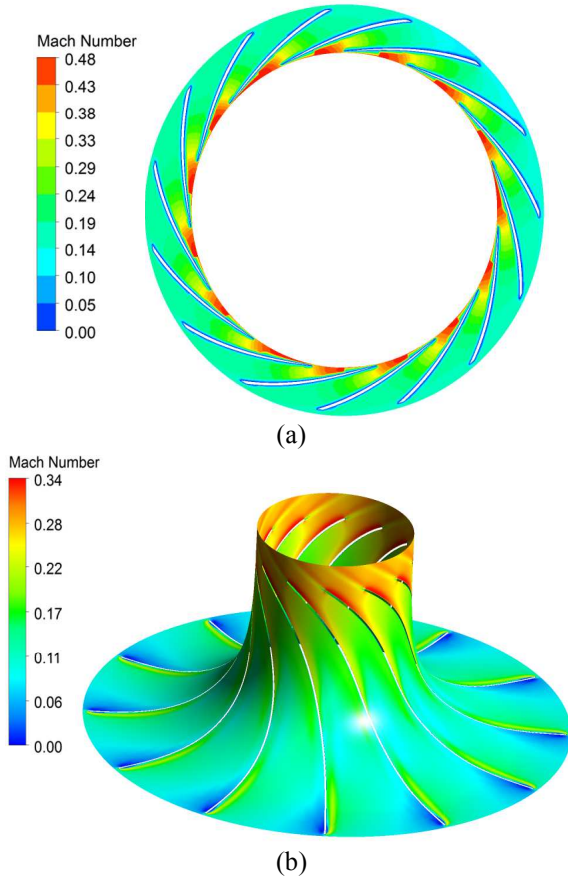


Fig. 7 The Mach number contour; (a) Nozzle; (b) Rotor

류트 영역에는 ANSYS Mesh(v.14.5)를 이용하여 비정방 4면체 격자가 생성되었다. 벽면 부근 경계층에 적절한 격자밀도를 증가시키기 위해, ANSYS Mesh 에서 제공된 반사(Reflection)틀을 사용하여 격자층을 6면체화하였다. 동익 영역의 격자생성에서는 Fig. 5에 제시된 바와 같이 ANSYS TurboGrid 를 사용하여 정렬6면체 격자를 생성하였다.

앞 절의 1차원 평균유동해석을 바탕으로, 회전수 12,820 rpm을 입력변수로 추가하여 계산하였으며, 난류모델은 제공된 모델 중에서 RNG(renormalized group) k-ε 모델을 사용하였다. RNG k-ε 모델은 k-ε 모델보다 개선된 모델로서, 박리 및 재부착, 재순환유동의 발달, 압력분포 등을 잘 예측하는 것으로 알려져 있다.<sup>(17~20)</sup>

2.3 경계조건

전산유동해석은 ANSYS CFX의 ‘Radial turbine’틀을 사용하였다. 해석 및 경계조건은 다음과 같다. 연속방정식, 속도와 난류변수들에 대한 RMS 잔류(residual) 수렴조건은 10<sup>-4</sup>이며, 블레이드와 안 내깃, 허브와 슈라우드, 볼류트 벽면에는 점착조건

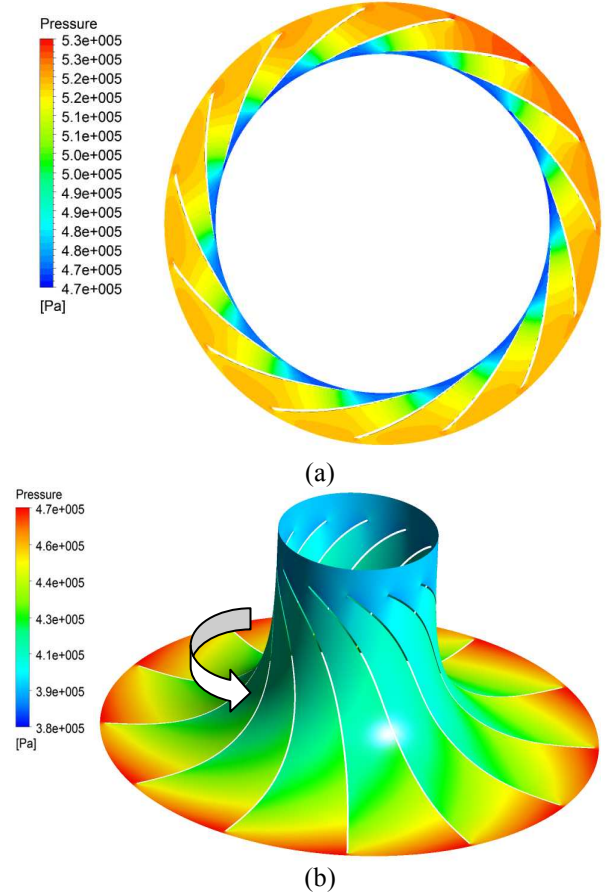


Fig. 8 The pressure contour; (a) Nozzle; (b) Rotor

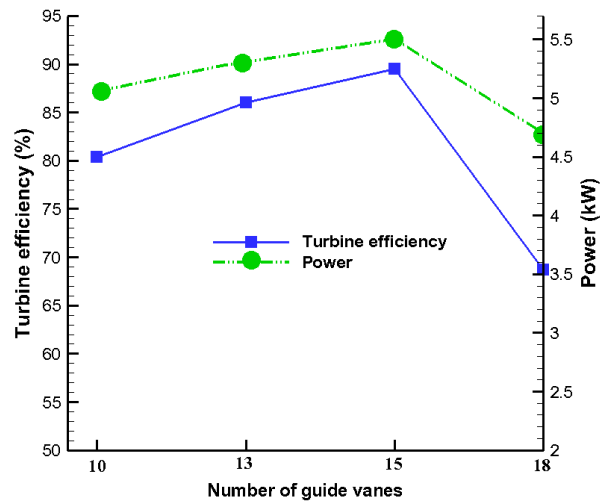


Fig. 9 The turbine efficiency and power with respect to number of guide vanes

과 단열 조건이 적용되었다. 입구에는 질량유량이, 출구에는 정압조건이 부과되었다.

2.4 격자 수에 무관한 해

수치해가 격자(grid) 수에 따라 변하는 것은 적

절치 않으므로, 격자 수를 더 증가시켜도 해가 일정한 값을 갖는다는 것을 보장하는 것은 수치해에서 매우 중요하다. 이를 위해, 본 연구에서는 수렴 조건은 노즐과 동익에서 최대 마하수로 하였다. 볼류트, 노즐, 동익을 포함하는 전 계산영역에 대한 총 격자 수를 884,244개, 1,064,574개, 1,301,276개로 늘려가며 시행한 결과, 격자 수에 무관한 해는 1,064,574개에서 얻어졌다. 이로부터 격자수를 1,064,574개로 늘리더라도 최대 마하수들의 차이는 2% 이내 이었다.

### 3. 결과 및 토의

본 연구에서는 터빈내부 유동의 거동과 터빈효율에 대한 안내깃 수의 영향을 조사하기 위하여 4가지 경우의 노즐 안내 깃을 도입하였다.

Fig. 6은 15개의 안내깃이 있는 전 터빈영역에 걸쳐 유선분포를 제시하고 있다. 노즐과 볼류트 입구 및 출구를 통과하는 유선들 모두가 부드럽게 분포하고 있음을 볼 수 있다. 볼류트 입구로부터 노즐출구까지 속도는 연속적으로 증가하며, 노즐출구 속도는 71.09 m/s로 나타났다. 동익 입구에서 속도는 다시 감소하다가 출구까지는 계속 증가하며, 동익에서는 유동구조가 불균일함을 볼 수 있다.

Fig. 7은 노즐 중간면과 동익 중간면에서의 마하수 분포를 제시하고 있다. 마하수는, 속도와 온도의 함수이나 온도의 변화가 그리 크지 않음을 고려하면, 속도에 의존하므로 속도분포와 유사함을 알 수 있다. 최대마하수는 노즐출구에서 0.48이나(Fig. 7(a)), 동익 출구에서는 0.34이었다(Fig. 7(b)). 노즐과 동익에서, 마하수는 입구로부터 출구까지 증가하는데 이는 아음속 노즐의 경우 단면적의 축소에 따른 것으로 기인한다. 또한 저 마하수 영역은 동익 입구의 압력면에, 고 마하수 영역은 동익 출구의 흡입면에 나타남을 볼 수 있다.

노즐 중간면과 동익 중간면에서의 정압 분포는 Fig. 8에서 살펴볼 수 있다. 최대압력은 Fig. 8(a)의 위쪽 오른쪽 설단면(tongue section) 부근에 표시된  $5.3 \times 10^5$  (Pa)이다. 이후, 압력은 지속적으로 감소되어 노즐출구에서  $4.7 \times 10^5$  (Pa)으로, 동익 출구에서는  $3.8 \times 10^5$  (Pa)으로 나타남을 볼 수 있다. 한편, 동익에서 정압분포는 회전축에 대하여 대칭적이며, 압력면의 압력은 흡입면의 압력보다 높게 나타남을 확인할 수 있다.

Fig. 9는 안내깃 수에 따른 터빈효율(등엔트로피 효율)과 출력의 변화를 보여주고 있다. 18개의 안내깃을 제외하면 모두 5 kW이상의 출력을 만족함

을 볼 수 있다. 여기서 터빈효율은 안내깃 수 10개 일 때 80%, 15개 일 때 최대치 85%로 증가하다가, 이후 18개 일 때 68%로 감소함을 볼 수 있다. 본 전산유동해석결과는, 안내깃 수 10개부터 15개 범위 내에서 설정하면 (태양열 복사영향을 고려한 우리나라의 OTEC 시스템의 해석에 사용된) Nguyen and Lee<sup>(20)</sup>의 연구에서 설정된 80% 이상의 터빈효율을 달성할 가능성을 보여주고 있다.

### 4. 결론

OTEC용 터빈의 크기와 형상을 구하기 위해, R134a를 작동유체로 하는 반경류 터빈의 설계를 출력 5 kW, 질량유량 1.16 kg/s 에서 평균유동해석을 수행하였다. 이후 얻어진 터빈형상을 기초로 3차원 모델을 생성하고 이를 바탕으로 회전수 12,820 rpm 조건을 추가하여 ANSYS CFX를 사용하여 CFD해석을 수행하고 내부 유동장 특성과 정익깃 수에 따른 터빈의 효율경향을 조사하였다. 다음에, 정익의 개수를 변화시키면서 내부 유동장을 조사하여 출력 5 kW를 만족하면서 효율이 좋은 정익의 개수를 선정하였다. 주요 해석결과 및 결론은 다음으로 요약된다.

몇 가지 안내깃 수(10-18개)에 따른 터빈효율 경향을 살펴보았을 때 15개의 안내깃이 가장 높은 효율을 보여주었다. 터빈 유동장에서 최대마하속도는 노즐출구에서 0.48이며, 절대압력은 노즐의 설단면 부근에서 최대 6.3 bar, 노즐출구에서 5.7 bar, 동익 출구에서 4.9 bar로 나타나서 최초의 입력값과 일치하였다.

이상으로부터 본 터빈설계 및 해석을 통하여, 터빈의 크기와 형상이 결정되었으며, 종전의 OTEC 연구<sup>(21)</sup>에서 가정하였던 '80% 이상의 터빈 효율'을 달성할 가능성이 제시되었다.

### 후 기

본 논문은 2014년 울산대학교 기계공학부 일류 화학사업단의 연구비에 의하여 연구되었음.

### 참고문헌 (References)

- (1) Quoilin, S., Broek, M. V. D., Declaye, S., Dewallef, P. and Lemort, V., 2013, "Techno-economic Survey of Organic Rankine Cycle (ORC) System," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 22, pp. 168~186.
- (2) Fiaschi, D., Manfrida, G. and Maraschiello, F., 2012, "Thermo-fluid Dynamics Preliminary Design of Turbo-

- expanders for ORC Cycles,” *Applied Energy*, Vol. 97, pp. 601~608.
- (3) Kang, S. H., 2012, “Design and Experimental Study of ORC (Organic Rankine Cycle) and Radial Turbine Using R245fa Working Fluid,” *Energy*, Vol. 41, pp. 514~524.
- (4) Sauret, E. and Rowlands, A. S., 2011, “Candidate Radial-inflow Turbines and High-density Working Fluids for Geothermal Power Systems,” *Energy*, Vol. 36, pp. 4460~4467.
- (5) Ventura, C. A. M., Jacobs, P. A., Rowlands, A. S., Petrie-Repar, P. and Sauret, E., 2012, “Preliminary Design and Performance Estimation of Radial Turbines: an Automated Approach,” *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 134, pp. 031102-1~13.
- (6) Pini, M., Persico, G., Casati, E. and Dossena, V., 2013, “Preliminary Design of a Centrifugal Turbine for Organic Rankine Cycle Applications,” *Journal of Engineering for Gas turbines and power*, Vol. 132, pp. 041312-1~9.
- (7) Simpson, A. T., Spence, S. W. T. and Watterson, J. K., 2013, “Numerical and Experimental Study of the Performance Effects of Varying Vaneless Space and Vane Solidity in Radial Turbine Stators,” *Transaction of the ASME*, Vol. 135, pp. 031001-1~12.
- (8) Hideaki, T., Masaru, U., Akira, I. and Shinnosuke, I., 2007, “Study on Flow Fields in Variable Area Nozzles for Radial Turbines,” *IHI Engineering review*, Vol. 40, No. 2, pp. 89~97.
- (9) Putra, M. A. and Joos, F., 2013, “Investigation of Secondary Flow Behavior in a Radial Turbine Nozzle,” *Journal of Turbomachinery*, Vol. 135, pp. 061003-1~11.
- (10) Dixon, S. L. and Hall, C., *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*, 6th ed. Butterworth-Heinemann, Elsevier Science, Boston, USA, 2010.
- (11) ANSYS CFX 14.5 theory guide (12), Whitfield, A., 1990, “The Preliminary Design of Radial Inflow Turbines,” *Transactions of the ASME*, Vol. 112, pp. 50~57.
- (13) Whitfield, A. and Baines, N. C., *Design of radial turbomachines*, John Wiley & Sons, Inc., New York, USA, 1990.
- (14) Shin, J. H. and Lee, G. S., 2011, “Design and Performance Analysis of Steam Turbine for Variations of Degree of Reaction,” *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 35, No. 12, pp. 1391~1398.
- (15) Lee, J. S., *Shinpyun Turbomachinery*, Dongmyungsa, 1980.
- (16) Glassman, A. J., *Computer program for design and analysis inflow turbines*, NASA TN 8164, 1976.
- (17) Koutsourakis, N., Bartzis, J. G. and Markatos, N. C., 2012, “Evaluation of Reynolds Stress, k- $\epsilon$  and RNG k- $\epsilon$  Turbulence Models in Street Canyon Flows Using Various Experiment Datasets,” *Environmental Fluid Mechanics*, Vol. 12, pp. 379~403.
- (18) Shih, T.-H., Liou, W. W., Shabbir, A. and Zhou, A., 1995, “A New k- $\epsilon$  Eddy-viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows – Model Development and Validation,” *Computers Fluids*, Vol. 24, No. 3, pp. 227~238.
- (19) Lee, G. S., Son, C. H. and Kim, T. M., 2005, “2-Dimensional Film Cooling Characteristics with the Height Variation of Stepped Slot Exit,” *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 29, No. 1, pp. 46~54.
- (20) Yang, H.-C., Ryou, H.-S. and Lim, J.-H., 1997, “A Study of Applicability of a RNG k- $\epsilon$  Model,” *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 21, No. 9, pp. 1149~1164.
- (21) Nguyen, V. H. and Lee, G. S., 2013, “Performance Investigation of Solar-heating Ocean Thermal Energy Conversion,” *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 37, No. 1, pp. 43~49.